

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Magisterské prezenční studium

2012 - 2014

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Ivo Křístek

Zdvihová jednotka pro zdravotnické zařízení

OSTRAVA 2014

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Diploma Full-Time Studies

2012 - 2014

DIPLOMA THESIS

Bc. Ivo Křístek

Lifting Unit for a Health Centre

OSTRAVA 2014

The Diploma Thesis Work Supervisor:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ivo Křístek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Zdvihová jednotka pro zdravotnické zařízení**
Lifting Unit for a Health Centre

Zásady pro vypracování:

Pro zvedání vyšetřovacího křesla z produkce firmy BORCAD, s.r.o. Fryčovice, která je zadavatelem této práce, navrhnete zvedací systém, který bude mít požadovaný zdvih vyšší, než má současné provedení.

Provedte rešerši stávajících a v minulosti používaných systémů zvedání sedadla křesla. Navrhnete variantně možnosti zvedání sedadla s parametry podle zadání zadavatele včetně návrhových silových rozborů.

Na základě konzultace se zadavatelem a vedoucím diplomové práce rozpracujte podrobně zvolenou variantu.

Provedte potřebné pevnostní výpočty.

Zhotovte výrobní dokumentaci minimálně v rozsahu sestavného výkresu podle zadání vedoucího diplomové práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.

Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2.* Praha: SNTL, 1990.

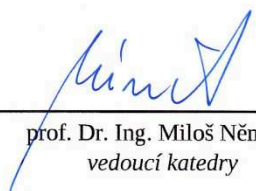
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

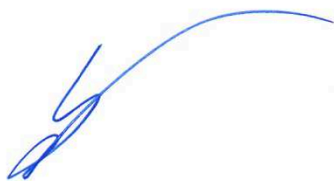
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je mým původním autorským dílem, které jsem vypracoval samostatně. Veškerou literaturu a další zdroje, z nichž jsem při zpracování čerpal, v práci řádně cituji a jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

CSouhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v univerzitní knihovně.

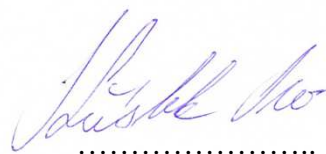
V Ostravě dne 16.5.2014


Jméno autora.....

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že se na moji diplomovou práci plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb., autorských práv, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školního díla.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TU“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebné diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5.2014



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Ivo Křístek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Jiráskova 445, Kopřivnice

Anotace

Cílem této diplomové práce je vytvoření návrhu zdvihové jednotky pro zdravotnické zařízení pro společnost BORCAD s.r.o, dle parametrů jejich zadání.

Při návrhu zdvihové jednotky bylo nutno splnit požadavky společnosti BORCAD s.r.o, jak z hlediska tuhosti a únosnosti soustavy, tak i splnění zástavbových rozměrů.

Pro kontrolu navrženého řešení jsou vypracovány technické výpočty, které kontrolují vhodnost dimenzování zvolených komponentů a ověřují funkčnost dané soustavy.

Annotation

The object of this diploma thesis is a design of lifting unit a health centre for the company BORCAD s.r.o, according of their parameter.

In order to design the drive, it was necessary satisfy requirement of BORCAD company, with regards of stiffness and strength of the system, but also satisfy their dimensions of the system.

To confirm the accuracy of the result are developed technical calculations dimensioned components selected and realize functionality of the system.

Obsah

1 Úvod.....	11
1.1 Možné systémy zvedání křesla	13
1.1.1 Hydraulické zvedáky	13
1.1.2 Lineární pohony	14
1.1.3 Nůžkový mechanismus	14
1.1.4 Sloupová konstrukce.....	15
1.1.5 Další systémy použití zdvihání zdravotnických zařízení.....	15
2 Společnost BORCAD	16
2.1 Produkty společnosti BORCAD, s.r.o.	16
3 Požadavky společnosti BORCAD, s.r.o.	17
3.1 Zdvižová výška	17
3.2 Síly a momenty působící na sloup	18
3.3 Další upřesňující požadavky	19
3.3.1 Provedení sloupu.....	19
3.3.2 Kabelové vedení	19
3.3.3 Vyloučené možnosti	20
3.4 Tvar a orientace.....	20
3.4.1 Delší strana sloupu v ose y	20
3.4.2 Delší strana sloupu v ose x	21
4 Návrhy konstrukčních řešení	22
4.1 Varianta A - Šroubové mechanismy za sebou	22
4.1.1 Popis pohonu.....	23
4.1.2 Základní výpočty pohonu – výpočet elektromotoru	26
4.1.3 Zhodnocení navržené varianty pohonu.....	27
4.2 Varianta B – pětídílný teleskopický šroubový mechanismus	28
4.2.1 Popis pohonu.....	29
4.2.2 Detailní popis pohonu	31
4.2.3 Základní výpočty pohonu – výpočet elektromotoru	32
4.2.4 Zhodnocení daného pohonu	33
4.3 Varianta C - Pohon za pomoci ozubených kol a ozubených hřebenů.....	34
4.3.1 Popis pohonu.....	35
4.3.2 Základní výpočty daného pohonu.....	37
4.3.3 Zhodnocení daného pohonu.....	38

5	Zhodnocení navržených konstrukčních řešení	39
6	Zvolené konstrukční řešení	40
6.1	Kontrola druhého šroubu v dolním mechanismu	40
6.1.1	Kontrola šroubu	41
6.2	Kontrola překrytí šroubů v mechanismu	42
6.2.1	Kontrola šroubu	43
6.3	Výpočet potřebné zašroubované výšky	45
6.5	Kontrola šroubu – kontrola na vzpěrnou stabilitu	46
6.6	Další výpočty	47
7	Závěr	48
8.	Seznam použité literatury	49
	Seznam příloh	51

Seznam použitého značení

$k_s; k$	-	koeficient bezpečnosti šroubového spoje.....	$[-]$
f_z	-	součinitel smykového tření v závitu.....	$[-]$
z	-	počet závitů v matici; počet zubů pastorku nebo kola	$[-]$
β	-	součinitel bezpečnosti koutových svarů.....	$[-]$
λ	-	štíhlost prutu.....	$[-]$
$F_{O/2}; G$	-	zátěžná síla	$[N]$
$F_1; F_2$	-	působící síla.....	$[N]$
F_{KR}	-	Eulerova kritická síla.....	$[N]$
$d_1; d_2; d_3$	-	průměry daného šroubu	$[mm]$
P	-	stoupání závitu	$[mm]$
H	-	výška matice.....	$[mm]$
d	-	daný průměr závitu.....	$[mm]$
h_m	-	minimální výška styčné plochy	$[mm]$
l_{RED}	-	redukováná délka	$[mm]$
a	-	výška svaru.....	$[mm]$
z	-	délka svaru	$[mm]$
m	-	modul ozubení.....	$[mm]$
$R; x$	-	rameno, na kterém působí daná síla	$[mm]$
σ_o	-	ohybové napětí	$[MPa]$
τ_K	-	napětí v krutu.....	$[MPa]$
σ_D	-	dovolené tahové napětí.....	$[MPa]$
Re	-	mez skluzu daného materiálu	$[MPa]$
Rm	-	mez pevnosti daného materiálu	$[MPa]$
σ_{RED}	-	reduované napětí	$[MPa]$
p_D	-	dovolený tlak v matici	$[MPa]$
p	-	působící tlak	$[MPa]$
E	-	mez pružnosti daného materiálu.....	$[MPa]$
S	-	obsah daného obrazce	$[mm^2]$

W_o	-	průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
W_K	-	průřezový modul v krutu	$[mm^3]$
J_{min}	-	poloměr setrvačnosti	$[mm^4]$
T_{TZ}	-	točivý moment.....	$[N \cdot mm]$
M_{OMAX}	-	ohybový moment.....	$[N \cdot mm]$
M_{TZ}	-	třecí moment.....	$[N \cdot mm]$
n	-	otáčky šroubu.....	$[\min^{-1}]$
v	-	rychlost šroubu, zdvihání	$[m / s]$
P	-	výkon elektromotoru	$[W]$
η_{\uparrow}	-	účinnost při zvedání	$[\%]$
η_{\downarrow}	-	účinnost při snižování	$[\%]$
ψ	-	úhel stoupání	$[^{\circ}]$
φ'	-	třecí úhel.....	$[^{\circ}]$

1 Úvod

Hlavním výsledkem této práce má být návrh systému zvedání křesla, který je na Obr. 1.1. Jedná se o porodní křeslo, produkce firmy BORCAD cz s.r.o., Fryčovice 673, 739 45 Fryčovice, Česká republika (dále v textu jen BORCAD).

V současné době společnost BORCAD využívá ke zdvihání tohoto typu křesla dvou sériově zapojených lineárních pohonů a třídílných teleskopických krycích sloupů, které jsou zároveň nosné z hlediska zachycování bočních sil.

Z hlediska větší flexibility výrobku je nyní požadován vyšší zdvih s použitím čtyřdílných teleskopických sloupů. Díky tomuto má dané zařízení větší výškovou adaptibilitu, neboť lze zařízení více snížit, a tím ulehčit pacientovi umístění do požadované polohy a zároveň je navýšena i možnost zvednutí zařízení.

Nový návrh pohonu, respektive rekonstrukce systému zvedání, má splňovat základní parametry:

- Minimální výška 340 mm, maximální výška sloupu 890 mm;
- přenos daných sil a momentů;
- použití čtyř krytů.

Podrobněji jsou požadavky rozpracované v kapitole 3.



Obr. 1.1 – Znáznornění porodního křesla

Pro svou práci jsem si stanovil následující cíle:

- a) provést rešerši stávajících systémů zvedání zdravotnických zařízení;
- b) provést variantní návrhy nového pohonu, včetně potřebných výpočtů;
- c) provést hodnocení navržených variant, jak z hlediska konstrukčního, tak i finančního a funkčního, a projednat možnou realizaci se zadavatelem práce BORCAD s.r.o;
- d) zpracovat podrobný konstrukční návrh zvolené varianty;
- e) zpracovat sestavný výkres zvedací jednotky.

1.1 Možné systémy zvedání křesla

V dnešní době je zdravotnický sortiment hodně rozšířen a neustále nové výzkumy a pokroky v technice zlepšují kvalitu výrobků.

Důraz je kladen především na funkčnost, flexibilitu křesla a komfort pacienta. Každý zdravotnický výrobek musí splňovat dané platné normy (například ČSN EN 62353), jinak nemůže být vyroben a zařazen do provozu.

Každý výrobce těchto potřeb je zavázán splněním určitých požadavků. Tyto požadavky však následně znemožňují užití daných konstrukčních řešení. Kvůli splnění daných norem a požadavků zadavatele musí firmy hledat a vyvíjet rozličné mechanismy a úpravy výrobků.

Princip zvedání křesla je neustále vyvíjen. K danému pohybu jsou použita různá konstrukční provedení a mechanismy, které si firmy velice střeží.

Zde jsou uvedeny určité možnosti zvedání křesla:

1.1.1 Hydraulické zvedáky

Tento princip je často používán u kancelářských křesel a jedná se o jeden z nejběžnějších systémů zvedání křesla.



Obr. 1.2 – Hydraulický zvedák [10]

1.1.2 Lineární pohony

Tento způsob zvedání křesla je v dnešní době hojně využíván.

Existuje několik principů, na nichž pracují lineární pohony. Například firma LINAK® vyrábí elektrický lineární pohon, který se skládá z motorku, převodu a šroubovice (závitové tyče) s maticí (viz Obr. 1.3)



Obr. 1.3 - Elektrický lineární pohon firmy LINAK®[11]

1.1.3 Nůžkový mechanismus

Jedná se o další typy používaných mechanismů ve zdravotnictví.

Tyto mechanismy se používají jak pro zdravotnická křesla, tak i pro nemocniční postele.

Tento systém používá určitý princip zdvihání za pomoci nůžkového zvedáku. Výšková flexibilita je v postupném zvedání nebo snižování vyobrazeného gynekologického křesla.



Obr. 1.4 – Nemocniční postel s nůžkovým mechanismem [14]



Obr. 1.5 – Gynekologické křeslo s nůžkovým mechanismem [8]

1.1.4 Sloupová konstrukce

Toto řešení se dává použít převážně u nemocničních postelí. Možnost výškové adaptability jednotlivých sloupů umožňuje lepší manipulaci s pacientem.



Obr. 1.6 – Nemocniční postel se sloupovým mechanismem [15]

1.1.5 Další systémy použití zdvihání zdravotnických zařízení

Jak už bylo zmíněno, tajemství konstrukčních provedení a systémů zdvihání si každá firma nebo společnost velice chrání. Jedná se o jejich „know-how“.

Vnitřek těchto systémů je zakrytován a chráněn pro oko konkurenta.

Specifický systém je například použit u stomatologického křesla od firmy CHIRANA Medical, a.s.

Jak je znázorněno na níže vyobrazeném obrázku, má stomatologické křeslo výškovou flexibilitu a je umístěno na otočném rameni, kterým se může upravovat jeho pozice. Následně lze upravit všechny polstrované komponenty pro lepší pohodlí pacienta.



Obr. 1.7 – Stomatologické křeslo od firmy CHIRANA Medical, a.s. [9]

2 Společnost BORCAD

Společnost BORCAD, je konstrukčně vývojová firma zabývající se výrobou výrobků, zejména sedadel pro kolejovou techniku a výrobků zdravotnické techniky.

Firma byla založena v roce 1990. V dnešní době má 150 zaměstnanců a exportuje do 69 zemí světa. Díky svým konstrukčním řešením a návrhům patří k nejinnovativnějším firmám v oboru. [8]

2.1 Produkty společnosti BORCAD, s.r.o.

V oblasti kolejové techniky nabízí BORCAD komplexní sortiment pro interiéry osobních vlaků. Jejich produkty se nacházejí například ve vlacích Leo Express nebo ve vlacích Pendolino. [8]



Obr. 2.1 – Vlaková sedadla společnosti BORCAD ve vlaku Leo Express [8]

V oblasti zdravotnické techniky se společností BORCAD, s.r.o. zaměřuje na vývoj, konstrukci a výrobu porodních postelí, gynekologických, transportních a dialyzačních křesel. V tomto směru je tato společnost velice známá a proslulá. [8]



Obr. 2.2 – Porodní postel společnosti BORCAD [8]



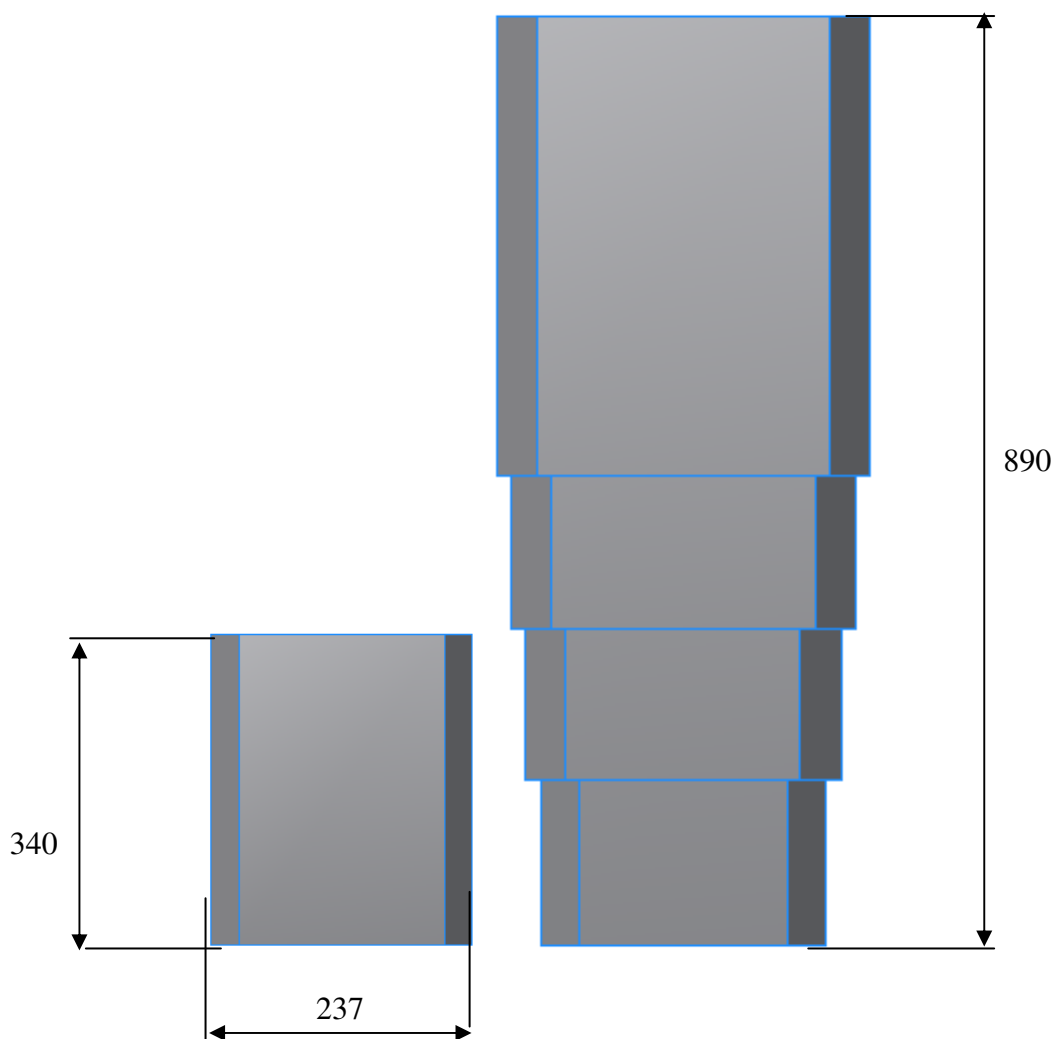
Obr. 2.3 – Transportní křeslo společnosti BORCAD [8]

3 Požadavky společnosti BORCAD, s.r.o.

Mým úkolem bylo navrhnout nový typ zdvihové jednotky pro zdravotnické zařízení na základě níže uvedených požadavků.

3.1 Zdvihová výška

Prvním požadavkem je výška zdvihu spojena s minimální a maximální výškou sloupu, jak je znázorněno na Obr. 3.1. Minimální výška je 340 mm a maximální (vysunutá) výška je 890 mm.



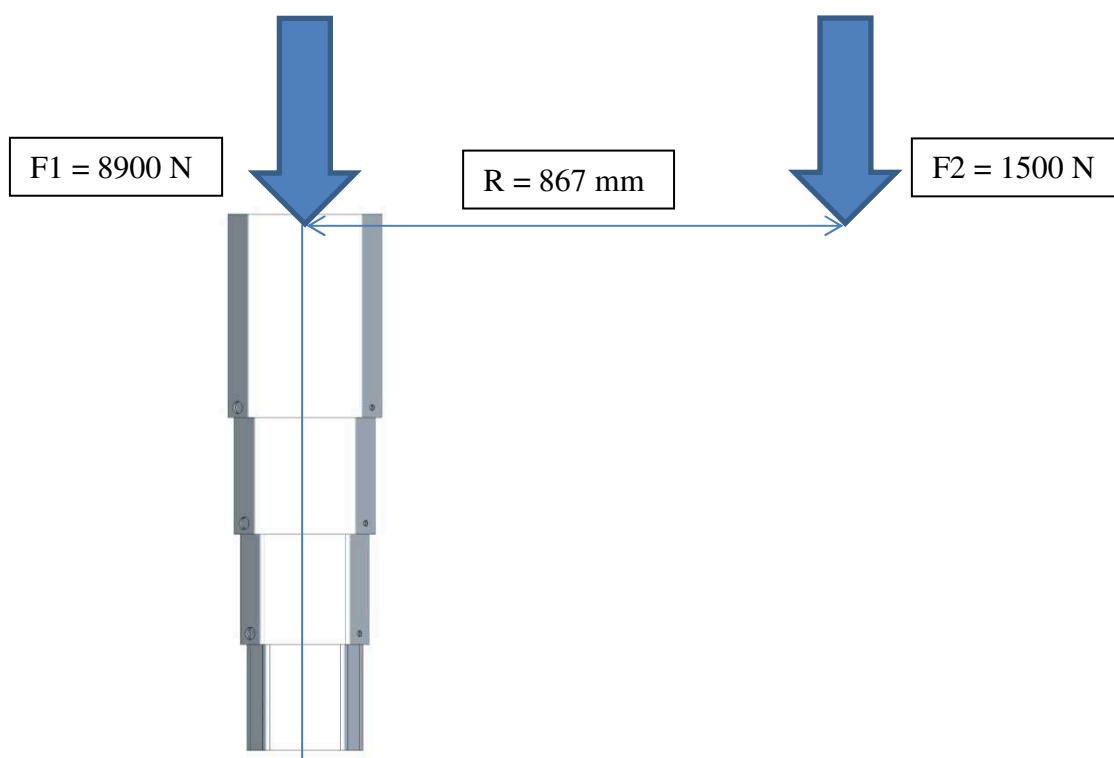
Obr. 3.1 – Znázornění výškových požadavků společnosti BORCAD

3.2 Síly a momenty působící na sloup

Hlavními silovými požadavky je únosnost pohonu a stabilita celého sloupu při zatížení dle následujícího nákresu, kde síla F_1 reprezentuje hmotnost pacienta zvedaných částí křesla a třecích odporů krytů sloupu.

Síla F_2 , která působí na rameni $R = 867 \text{ mm}$, reprezentuje moment způsobený excentrickým zatížením, neboť pacient nesedí v ose sloupu (viz Obr. 1.1)

Rychlost sloupu 14 mm/s .



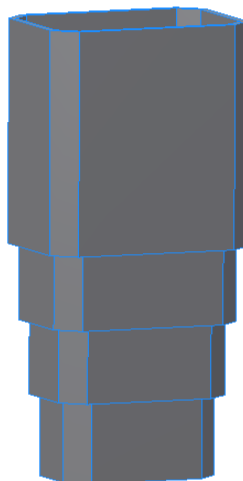
Obr. 3.2 – Znázornění sil a momentů působících na sloup

3.3 Další upřesňující požadavky

Zadavatel uvedl další následující požadavky pro návrh zdvihové jednotky.

3.3.1 Provedení sloupu

Je požadováno ponechání tvaru sloupu, včetně výšky jednotlivých dílů z čehož plyne nutnost přidání dalšího dílu. Tím by sloup místo tří krycích dílů obsahoval čtyři, aby byla splněna podmínka výšky zdvihu.



Obr. 3.3 – Znáornění čtyřkrytého sloupu

3.3.2 Kabelové vedení

Při řešení je nutno počítat s ponecháním prostoru pro umístění elektrické kabeláže. Jedná se o uspořádání vnitřních komponentů tak, aby bylo možné vést kabeláž uvnitř sloupu. Pro tento účel je potřebné ponechat prostor o rozměru 60 mm x 40 mm. Pro vedení této kabeláže používá firma kabelové vedení od firmy Igus, dle následujícího obrázku.



Obr. 3.4 – Řetěz pro vedení kabeláže

3.3.3 Vyloučené možnosti

Po konzultaci se zadavatelem byly vyloučeny z řešení tyto možnosti pohonu:

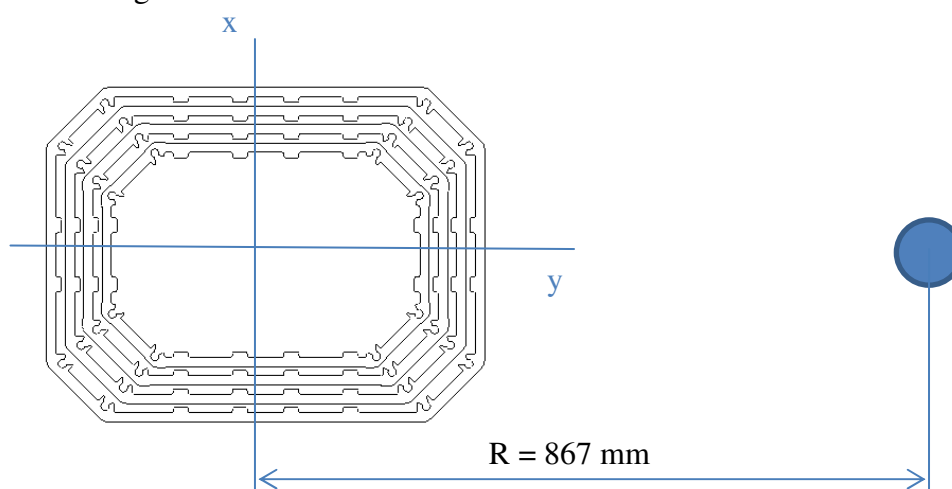
- a) Hydraulika – z důvodu možného vzniku netěsnosti dílů, uvolnění hydraulické tekutiny, což vede i k porušení hygienického prostředí;
- b) Pneumatika – z důvodu vzniklého hluku od působení kompresoru;
- c) Nůžkový mechanismus – z důvodu zástavbových rozměrů.

3.4 Tvar a orientace

V průběhu mé práce jsem bral v potaz tvar a možnou orientaci sloupu na zdvihacím zařízení, a to ve dvou možných variantách.

3.4.1 Delší strana sloupu v ose y

Delší strana sloupu je orientována v ose y. Modrý bod reprezentuje zatížení od pacienta 150 kg.

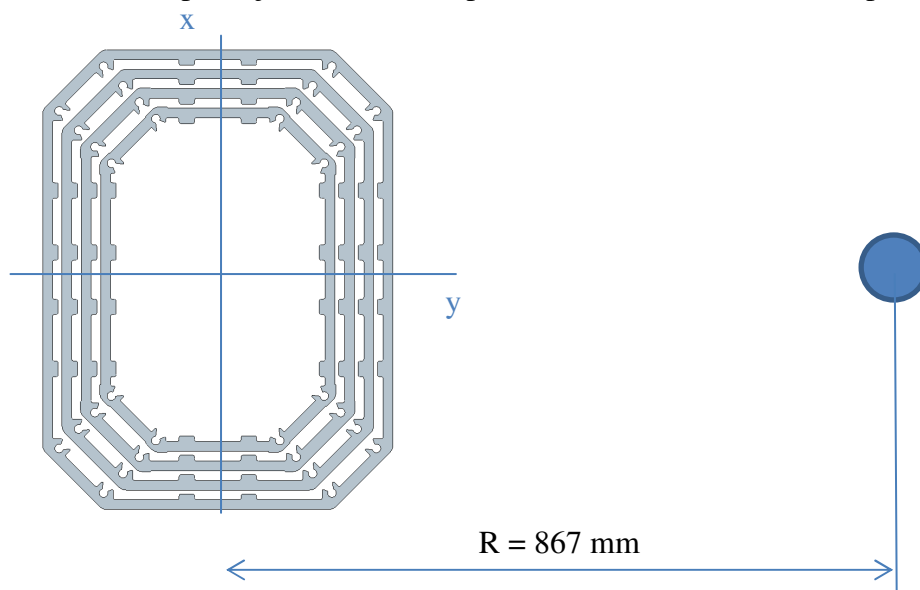


Obr. 3.5 – Znázornění možnosti umístění sloupu – v ose y

Tuto variantu však společnost BORCAD převážně nepoužívá a přiklání se k následující variantě.

3.4.2 Delší strana sloupu v ose x

Delší strana sloupu je orientována v ose x. Tato varianta je společností BORCAD značně užívaná, a proto jsem se rozhodl pro tuto variantu orientace sloupu v zařízení.



Obr. 3.6 – Znázornění možnosti umístění sloupu – v ose x

4 Návrhy konstrukčních řešení

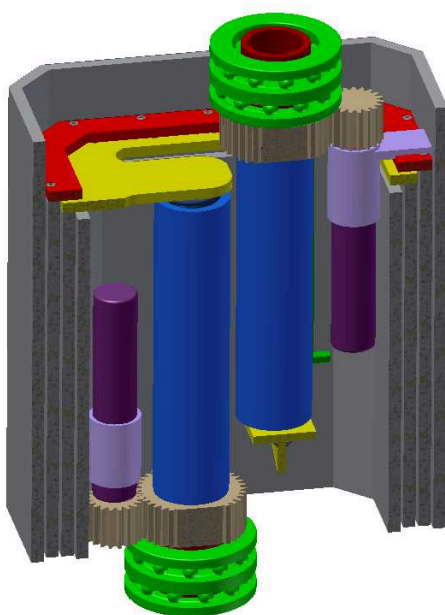
Pro splnění podmínek uvedených v předchozí kapitole jsem zpracoval tři konstrukční návrhy pohonu zvedání porodního křesla.

4.1 Varianta A - Šroubové mechanismy za sebou

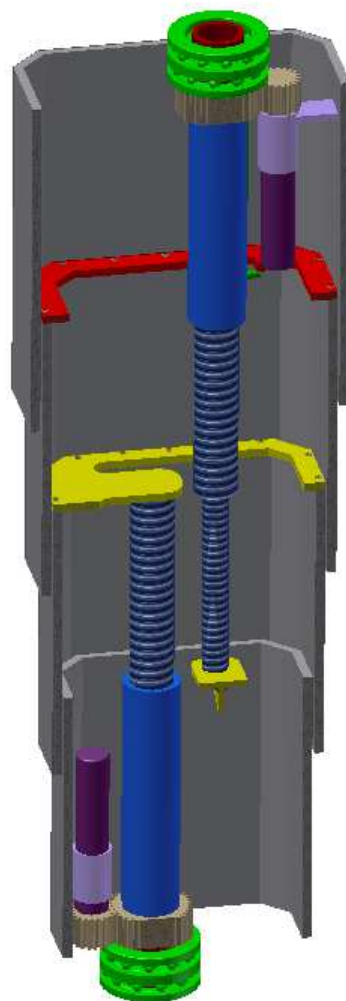
Principem tohoto konstrukčního řešení je použití dvou sériově pracujících výsuvných šroubových mechanismů. Při provozu předpokládáme, že se nejprve vysune dolní šroub a po jeho úplném vysunutí se uvede do činnosti horní šroub.

U tohoto konstrukčního řešení je z daných důvodů nutno navýšit rozměry sloupu, z vnitřního rozměru nejmenšího dílu 161 x 105 mm na rozměr 219 x 137mm, tedy na delší straně o 58 mm a na kratší straně o 32 mm..

Následující obrázky ukazují částečný řez sloupu se všemi komponenty (bez kabeláže), jak ve složeném stavu (počáteční výška), tak v maximální výšce vysunutí.



Obr. 4.1 – Řez počáteční polohou konstrukčního provedení



Obr. 4.2 – Řez konečnou polohou konstrukčního provedení

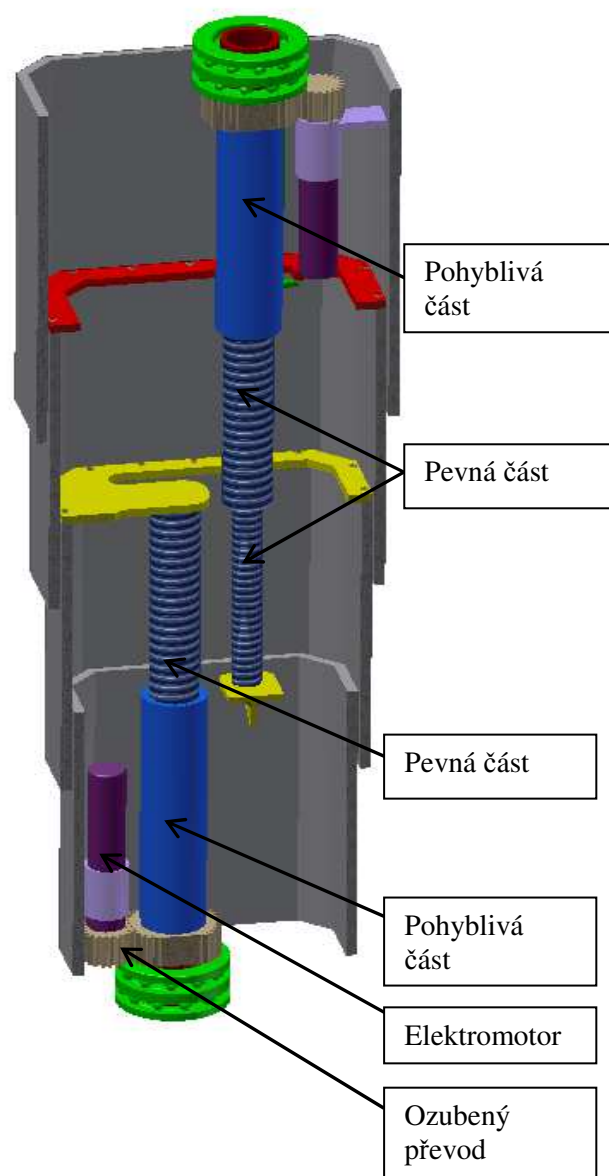
4.1.1 Popis pohonu

Ve spodní části pohonu je první šroubový mechanismus, se závitem Tr 42 x 10 s minimální délkou 245 mm (při úplném zašroubování) a s délkou 434 mm (při úplném vyšroubování). Vnější část je poháněna elektromotorem přes ozubený převod se šikmým ozubením. Při sepnutí elektromotoru se vnější část (matice) otáčí a vnitřní část (šroub), která je k nosnému dílu (na obrázku žlutě) připevněna neotočně se vysouvá nebo následně zasouvá.

Aby nedošlo k úplnému vysunutí, je maximální poloha možného vysunutí zajištěna mechanicky. Pomocí dotykového spínače či čidla, je pak řídící jednotce signalizováno dosažení krajní polohy a pokyn k zastavení spodního mechanismu.

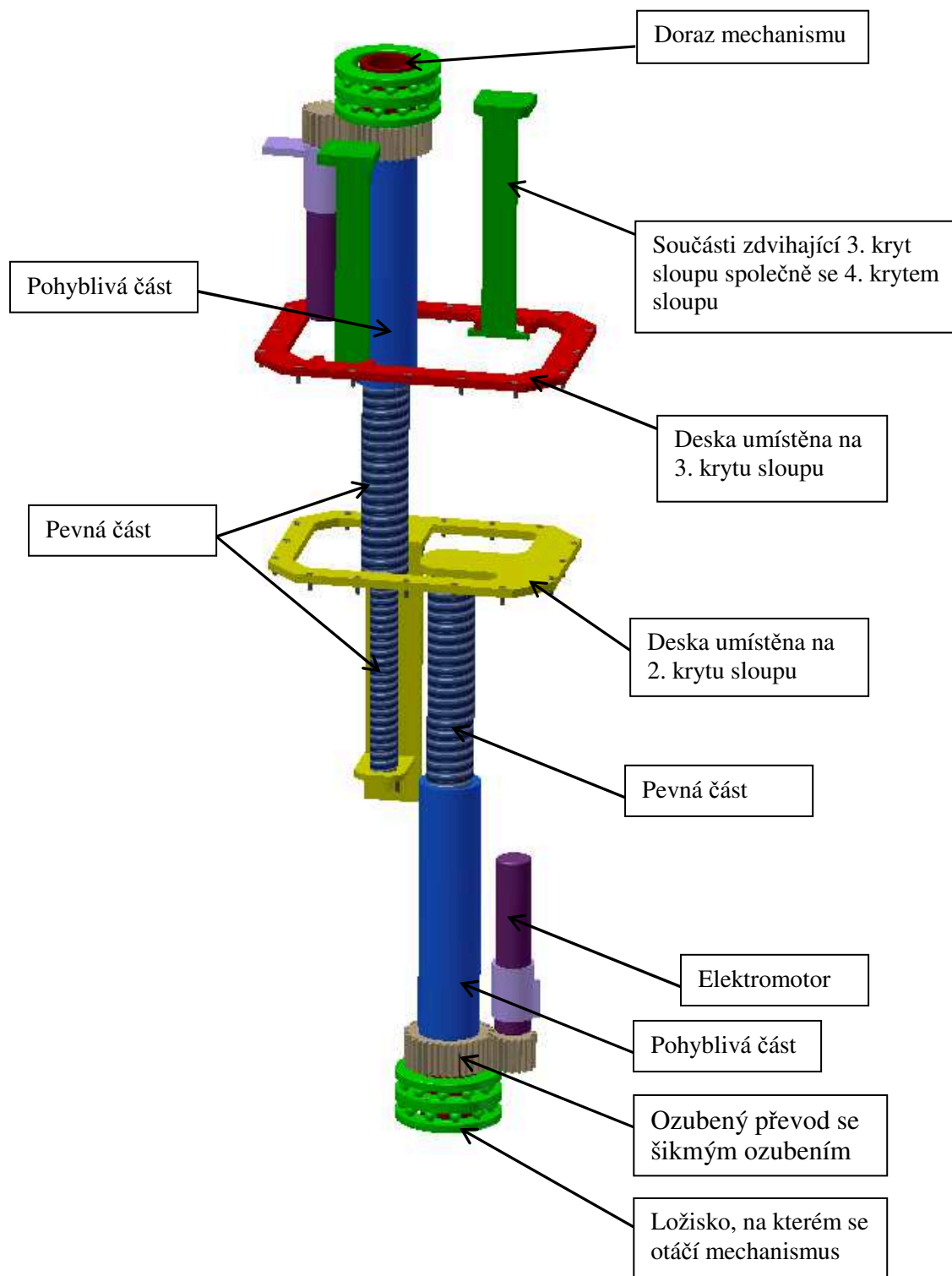
Po úplném vysunutí spodního šroubového mechanismu se následně začne pohybovat horní mechanismus, který se skládá z dvojitého teleskopického šroubového mechanismu se závity Tr 46 x 12 a závitu Tr 26 x 8. Tento mechanismus se vysune z počáteční hodnoty 219 mm (při úplném zašroubování) na 583 mm (při úplném vyšroubování). Princip pohonu je stejný jako v dolním mechanismu, přes elektromotor a ozubený převod se šikmým ozubením.

Aby nedošlo k úplnému vysunutí šroubu, je i zde použito mechanických dorazů uvnitř šroubového mechanismu a spínačů či čidel, které jsou umístěny na druhé (žlutá barva) a třetí (červená barva) desce sloupu a ovládají elektroniku. Tyto desky jsou pevně spojeny s příslušným krytem sloupu, jak je vidět na obr. 4.3.



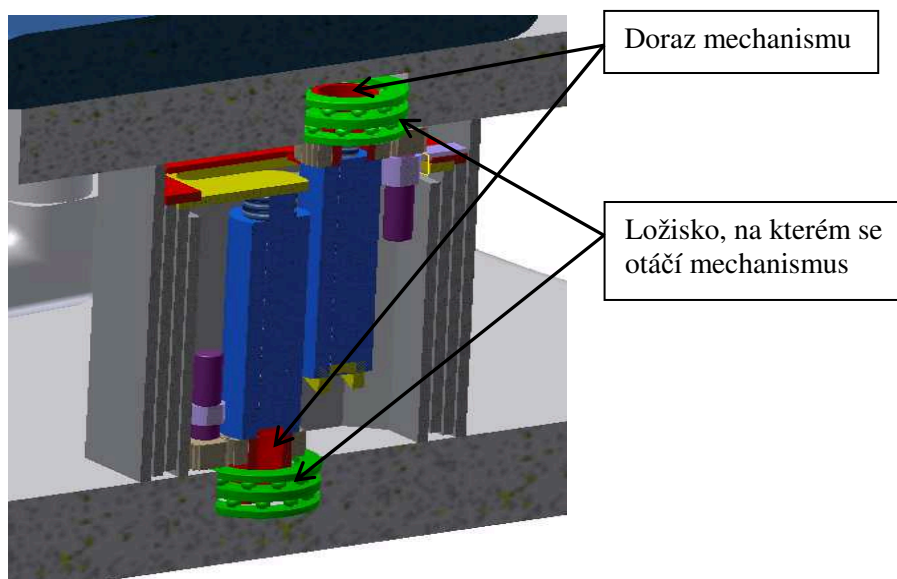
Obr. 4.3 – Znáznornění pohonu – šroubové mechanismy za sebou

Na tomto obrázku je znázorněna kostra mechanismu bez sloupů.



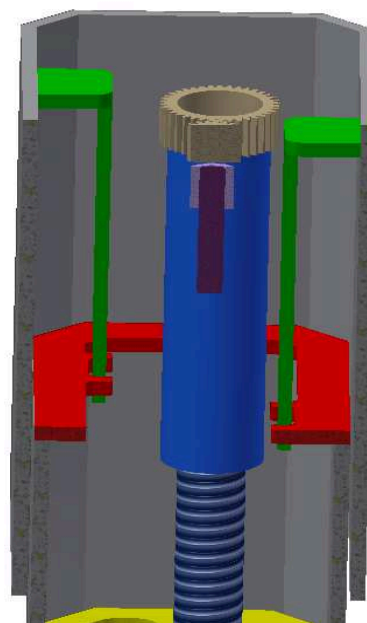
Obr. 4.4 – Kostra pohonu

Na následujícím obrázku (Obr. 4.5) lze vidět umístění dorazu (červená barva) a axiálních ložisek (zelená barva) a jejich umístění v navrženém zařízení.

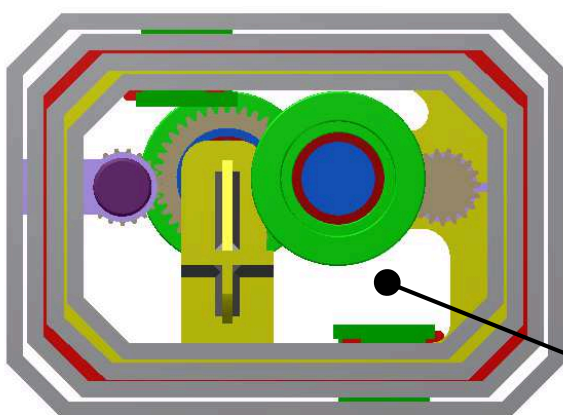


Obr. 4.5 – Umístění mechanismu v zařízení

Aby byly všechny součásti celého sloupu provázány, je čtvrtý a třetí kryt sloupu spojen komponenty, které vytahují a spouštějí třetí kryt v závislosti na čtvrtém krytu sloupu, na obr. 4.6 zelená barva.



Obr. 4.6 – Znázornění provázanosti krytu sloupu



Obr. 4.7 – Pohled pohonu zespodu

Jeden z požadavků zákazníka byla možnost vedení kabeláže. Na Obr. 4.7 je znázorněna velikost volného prostoru pro zmíněné kabely.

Prostor pro vedení kabeláže
96 mm x 50 mm

4.1.2 Základní výpočty pohonu – výpočet elektromotoru

Na každý mechanismus působí zátěžná síla $F_o = 8900 [N]$. Na tuto sílu navrhuji elektromotor. Protože jsem předpokládal opření šroubu o valivé ložisko, uvažoval jsem zatížení elektromotoru je z momentu tření v závitu.

Zvolený šroub: Tr 42 x 10 – parametry šroubu: $d_1 = 42 [mm]$
 $d_2 = 37 [mm]$
 $d_3 = 31 [mm]$
 $P = 10 [mm]$

Výpočet třecího momentu

$$M_{TZ} = F_{O/2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (4.1)$$

$$M_{TZ} = 8900 \cdot \operatorname{tg}(4,91 + 11,69') \cdot \frac{37}{2} = 49084,3 [Nmm] = 49,08 [Nm]$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{10}{\pi \cdot 37} = 4,91 [^\circ] \quad (4.2)$$

Výpočet třecího úhlu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,69 [^\circ] \quad (4.3)$$

Výpočet otáček šroubu

$$v = \frac{l_h}{t} = \frac{P \cdot n}{60} \Rightarrow n \quad (4.4)$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{P} = \frac{60 \cdot 14}{10} = 84 [\text{ot/min}]$$

Výpočet potřebného elektromotoru

$$P = M_{TZ} \cdot \omega = M_{TZ} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.5)$$

$$P = 49,08 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 84}{60} = 431,7 [W]$$

Zvolený elektromotor EX-4pole Ø32 mm, 480 W.[16]



Obr. 4.8 – Zvolený elektromotor [16]

4.1.3 Zhodnocení navržené varianty pohonu

Navržená varianta – šroubové mechanismy sériově zapojené – je možno posuzovat z několika hledisek.

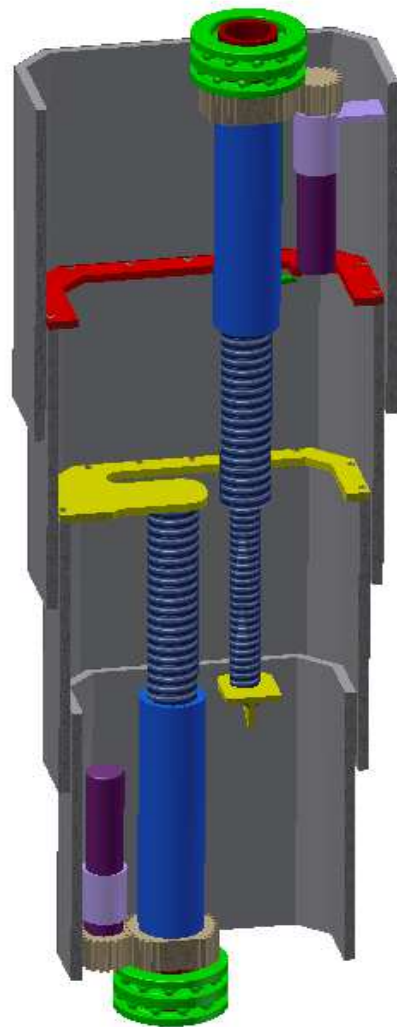
Uvažoval jsem jak nad konstrukčním provedením, tak i nad technologickým i finančním problémem.

Výhody varianty pohonu

- Splnění požadavků společnosti BORCAD;
- Splnění zástavbových prostorů pro vedení daných komponentů (včetně kabelů);
- Dostatečná tuhost mechanismu po vysunutí do požadované výšky.

Nevýhody varianty pohonu

- Obtížná vyrobiteľnosť šroubů;
- Finanční náročnost z důvodu výroby komponentů – jak ozubeného převodu se šikmým ozubením, tak i obtížná výroba šroubů s vnitřním závitem o požadované pevnosti.



Obr. 4.9 – Šroubové mechanismy proti sobě

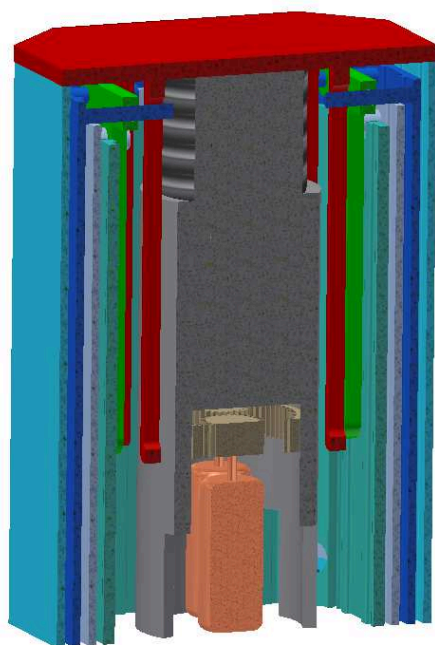
Posouzení tuhosti v ohybu

Vypočtení ohybové tuhosti sloupu není analyticky možné, a to z toho důvodu, že je pohon značně staticky neurčitý. Pro určení tuhosti v ohybu by se musela provést FEM analýza. Hlavním problémem je úmyslně vyvolané předpětí (tření) v kontaktních částech jednotlivých dílů kryptů sloupu. I firma BORCAD vyvinula sloup experimentálně a po konzultaci s jejím konstruktérem mi bylo doporučeno se tímto problémem nezabývat, neboť při řešení FEM je nutno použít kontaktní prvky s velmi nejistými a proměnlivými okrajovými podmínkami.

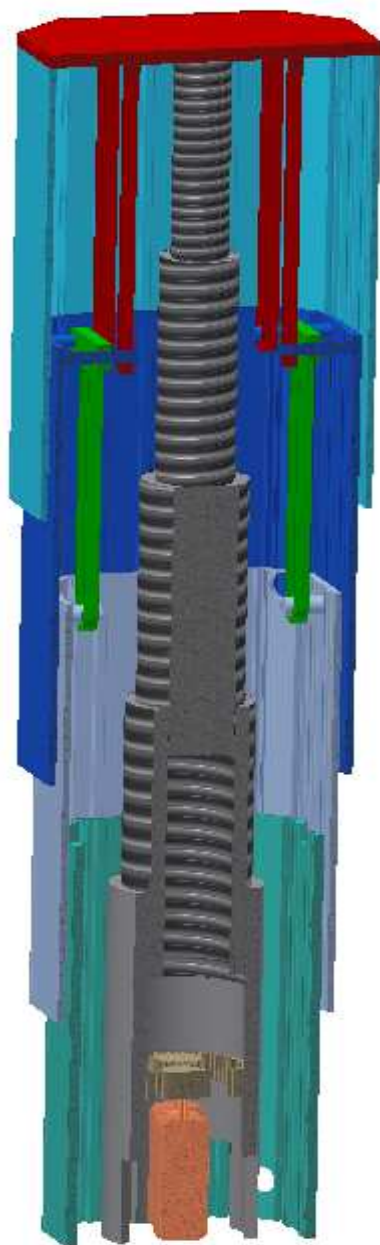
4.2 Varianta B – pětídílný teleskopický šroubový mechanismus

Principem tohoto konstrukčního řešení je pětistupňový teleskopický šroubový mechanismus, který se postupně vysune až na požadovanou výšku.

Následující obrázky ukazují částečný řez sloupu se všemi komponenty (bez kabeláže), jak ve složeném stavu (počáteční výška), tak v maximální výšce vysunutí.



Obr. 4.10 – Řez počáteční polohou konstrukčního řešení



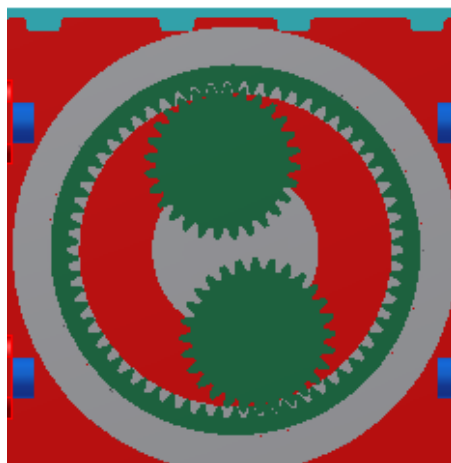
Obr. 4.11 – Řez konečnou polohou konstrukčního řešení

4.2.1 Popis pohonu

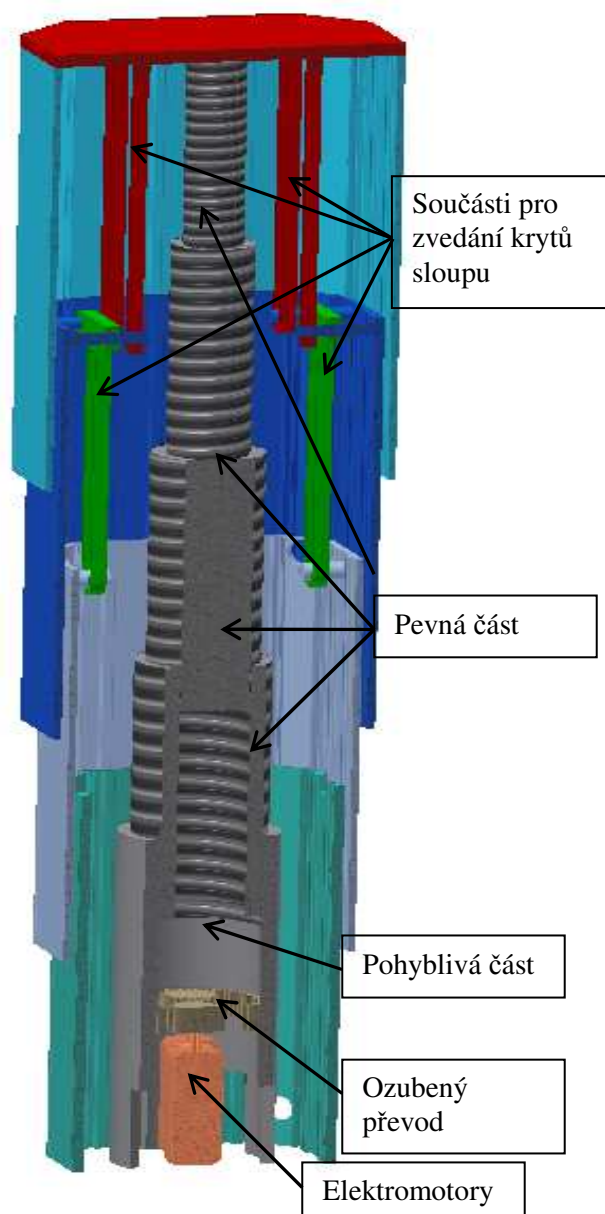
Navržený šroubový mechanismus se nachází v centrální pozici sloupu. Pohon mechanismu se uskutečňuje za pomoci dvou elektromotorů, které jsou umístěny uprostřed největšího šroubu.

Dvou elektromotorů je použito z důvodu velkého tření na největším závitě (viz výpočet v bodě 4.2.3) a také z důvodu zástavbových rozměrů, neboť v návrhové etapě bylo zjištěno, že jeden elektromotor s dostatečným výkonem má větší zástavbové rozměry, než je nutné. Z tohoto důvodu je použito dvou elektromotorů o stejném celkovém potřebném výkonu.

Pohyb spodního (největšího) šroubu je způsoben ozubeným převodem s čelním vnitřním ozubením. Každý elektromotor zabírá se svým pastorkem a oba pastorky zabírají s ozubeným kolem. Kolo s vnitřním ozubením je upevněno na největší šroub.



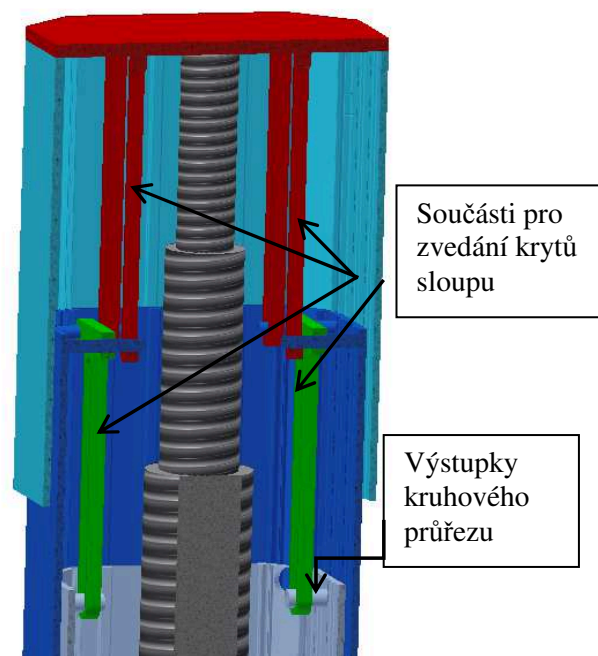
Obr. 4.13 – Znázornění uložení ozubených kol



Obr. 4.12 – Znázornění pohonu – pětídílný teleskopický šroubový mechanismus

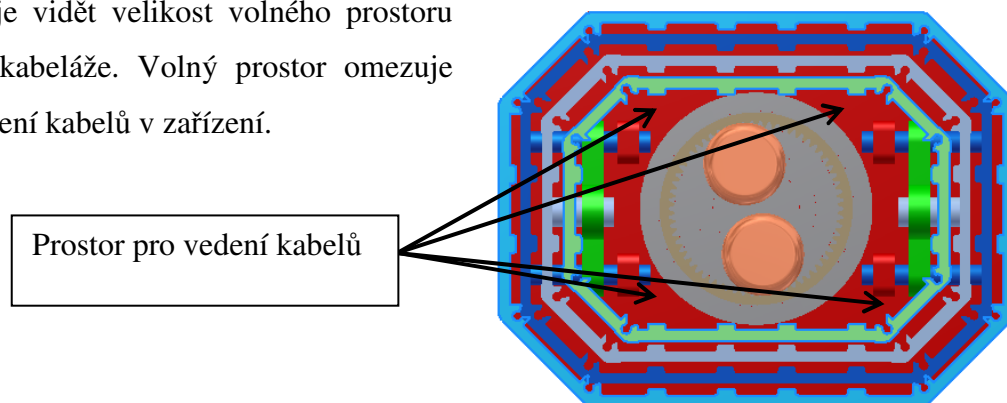
Princip tzv. teleskopického vysouvání všech šroubů je založený na mechanismu, že šrouby zajíždějí postupně do sebe a vysouvají se do určité stanovené délky. Omezení velikosti vyšroubování a zašroubování jednotlivých dílů šroubu je zajištěno mechanickými dorazy.

Kryty sloupu mají konstrukční úpravu (výstupky kruhového průřezu), s jejíž pomocí jsou zdvihány. Pomocí součástí dojde ke spojení jednotlivých dílů. Druhý a třetí kryt sloupu jsou zdvihány společně se šroubovým mechanismem.



Obr. 4.14 – Znázornění provázanosti krytu sloupu

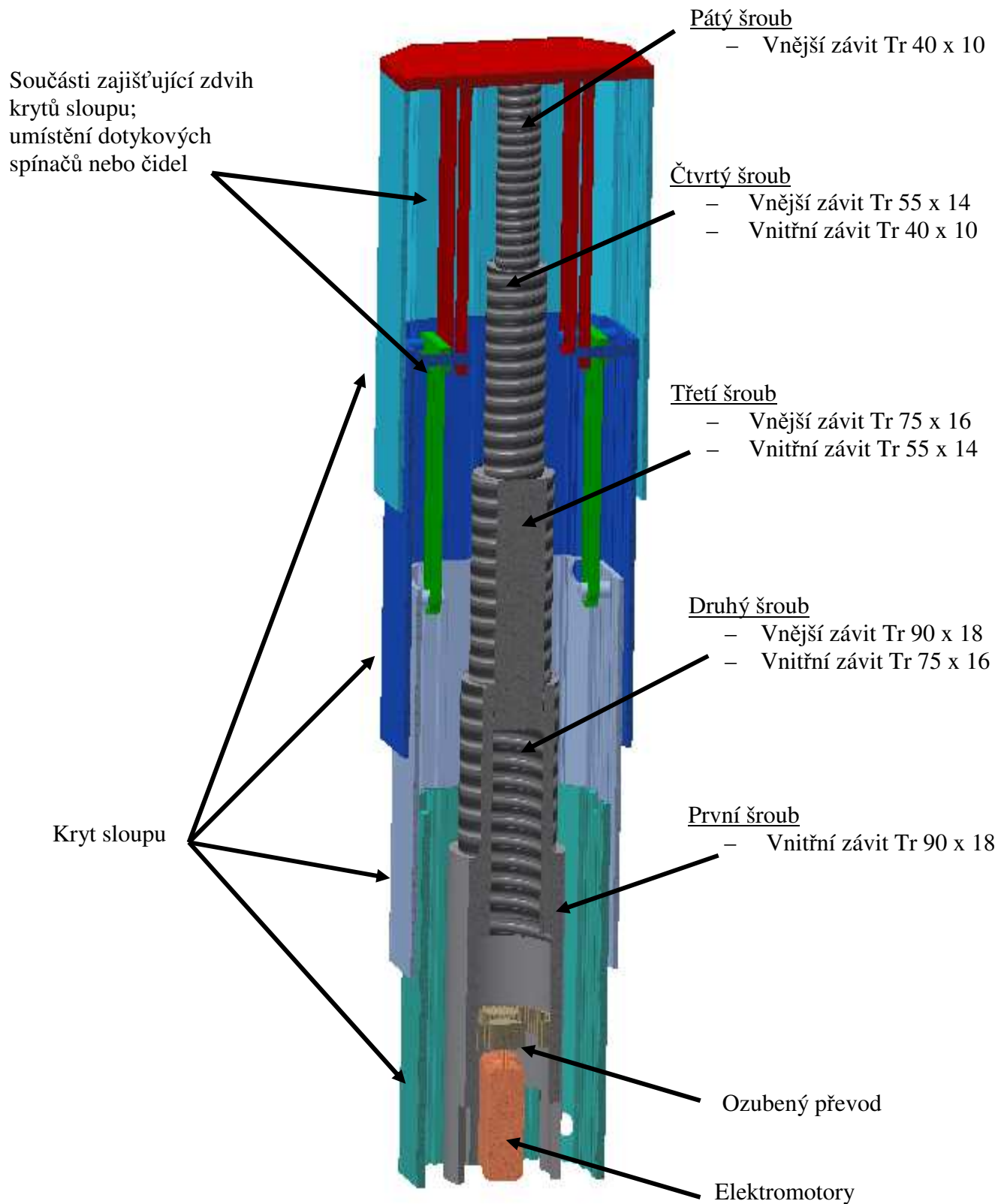
Zde je vidět velikost volného prostoru pro vedení kabeláže. Volný prostor omezuje možnost vedení kabelů v zařízení.



Obr. 4.15 – Pohled pohonu zespoda

4.2.2 Detailní popis pohonu

Vnitřní závity nejsou vytvořeny po celé délce, ale pouze v maticích na kraji šroubu.



Obr. 4.16 – Detailní popis pohonu

4.2.3 Základní výpočty pohonu – výpočtelektromotoru

Pro výpočet potřebného výkonu elektromotoru jsem uvažoval s největším závitem, neboť s rostoucím průměrem závitu klesá účinnost šroubu. Rozměry závitů byly zvoleny z rozměrového rozboru konstrukčního uspořádání. Protože jsem předpokládal opření šroubu o valivé ložisko, uvažoval jsem zatížení elektromotoru jen z momentu tření v závitu.

Působící síla na šroub je $F_O = 8900 [N]$.

Zvolený šroub: Tr 90 x 10 – parametry šroubu: $d_1 = 90 [mm]$

$$d_2 = 84 [mm]$$

$$d_3 = 78 [mm]$$

$$P = 18 [mm]$$

Výpočet třecího momentu

$$M_{TZ} = F_O \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$M_{TZ} = 8900 \cdot \operatorname{tg}(3,9 + 11,69') \cdot \frac{84}{2} = 104296,5 [Nmm] = 104,3 [Nm]$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{18}{\pi \cdot 84} = 3,9 [^\circ]$$

Výpočet třecího úhlu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,69 [^\circ]$$

Výpočet otáček šroubu

$$v = \frac{l_h}{t} = \frac{P \cdot n}{60} \Rightarrow n$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{P} = \frac{60 \cdot 14}{18} = 46,7 [ot/min]$$

Výpočet potřebného elektromotoru pro pohon šroubu

$$P = M_{TZ} \cdot \omega = M_{TZ} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$P = 104,3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 46,7}{60} = 509,7 \text{ [W]} = 0,51 \text{ [kW]}$$

Zvolený elektromotor od firmy FAULHABER
DC-Micromotors Series 3890 018CR. [12]



Obr. 4.17 – Zvolený elektromotor [12]

4.2.4 Zhodnocení navržené varianty pohonu

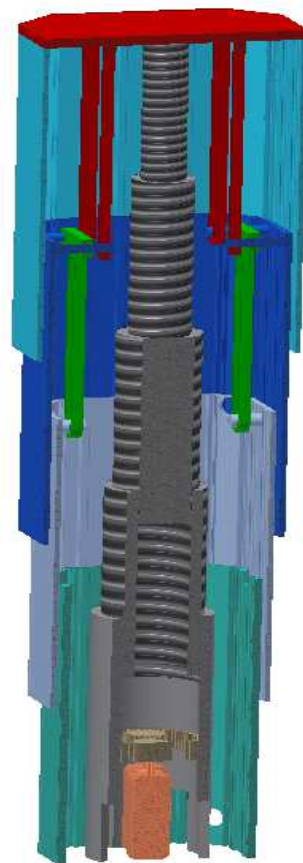
Navržená varianta pohonu je posuzována z několika hledisek. Uvažoval jsem jak nad konstrukčním provedením, tak i nad technologickým a finančním problémem.

Výhody varianty pohonu

- Dostatečná tuhost mechanismu po vysunutí do požadované výšky;
- Dostatečná tuhost mechanismu ve všech směrech.

Nevýhody varianty pohonu

- Obtížná vyrobitelnost šroubů;
- Finanční náročnost z důvodu výroby šroubů s vnitřním ozubením o požadované pevnosti;
- Nutnost dvou pohonů;
- Nedostatek prostoru pro vedení kabeláže bez úpravy rozměrů sloupu;



Obr. 4.18 – Pětídílný tel. šroubový mechanismus

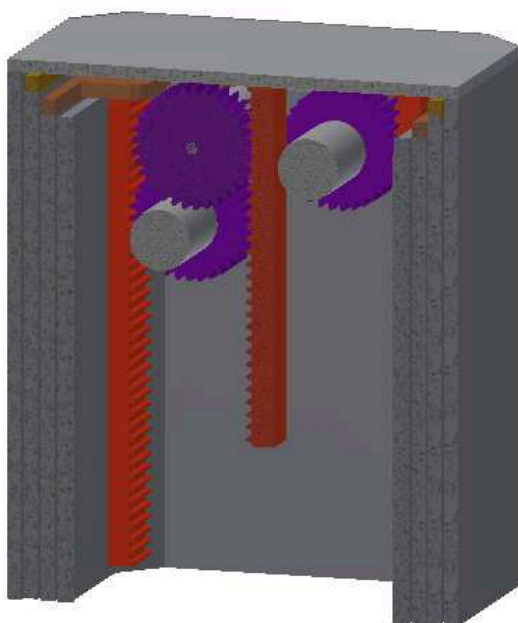
U tohoto konstrukčního řešení je z prostorových důvodů nutno navýšit rozměry sloupu ve větším měřítku než ve variantě A.

4.3 Varianta C - Pohon za pomoci ozubených kol a ozubených hřebenů

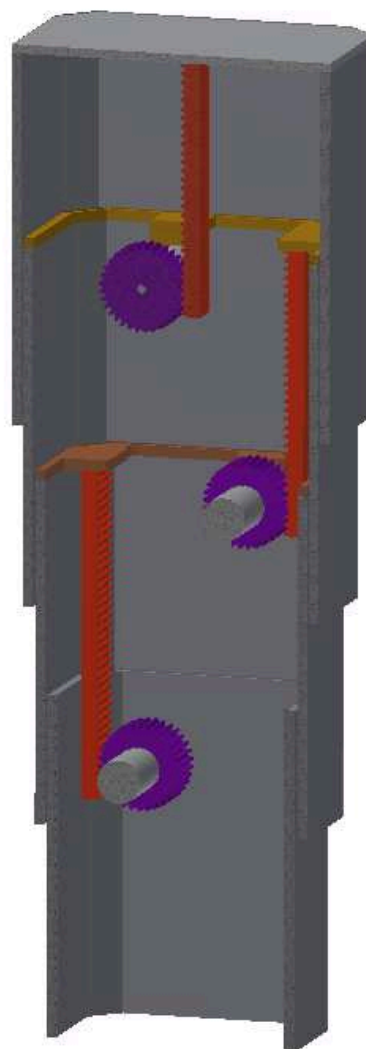
Principem tohoto konstrukčního řešení je použití tří ozubených kol a tří ozubených hřebenů. Při provozu předpokládám, že se nejprve začne posouvat spodní ozubený hřeben vzhůru a po jeho úplném vysunutí se uvede do činnosti prostřední ozubený hřeben. Po jeho úplném vysunutí se začne vysouvat poslední ozubený hřeben.

U tohoto konstrukčního řešení je z prostorových důvodů nutno navýšit rozměry sloupu z vnitřního rozměru nejmenšího dílu 161 x 105 mm na rozměr 213 x 145mm, tedy na delší straně o 52 mm a na kratší straně o 40 mm.

Následující obrázky ukazují částečný řez sloupu se všemi komponenty (bez kabeláže), jak ve složeném stavu (počáteční výška), tak v maximální výšce vysunutí.



Obr. 4.19 – Řez počáteční polohou konstrukčního provedení



Obr. 4.20 – Řez konečnou polohou konstrukčního provedení

4.3.1 Popis pohonu

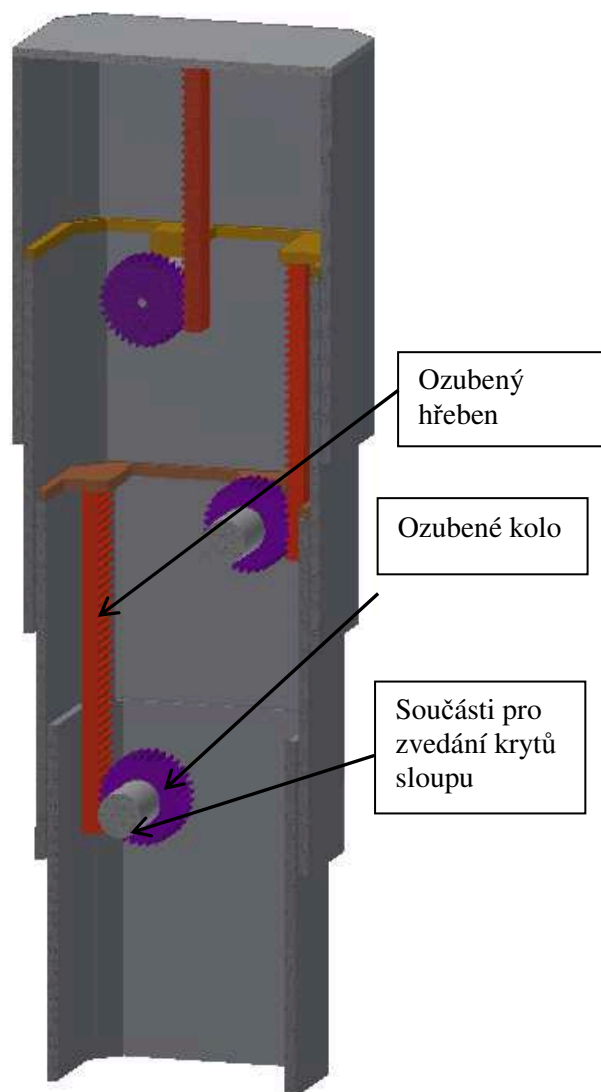
Každý převod je poháněn elektromotorem, který je společně s pastorkem upevněn na desce. Deska je upevněna na určitém sloupu (horní a prostřední mechanismus) a spodní mechanismus je upevněn na krytu spodního sloupu.

Při pohybu sloupu vzhůru se postupně zdvihají jednotlivé kryty sloupu.

Dolní ozubený hřeben zdvihá druhý kryt sloupu. S tím, jak se zdvihá druhý kryt, se zdvihá druhý mechanismus, který je zde umístěn. Ozubený hřeben druhého mechanismu zdvihá třetí kryt sloupu za pomoci stejného principu jako první hřeben, a tím se zdvihá třetí mechanismus.

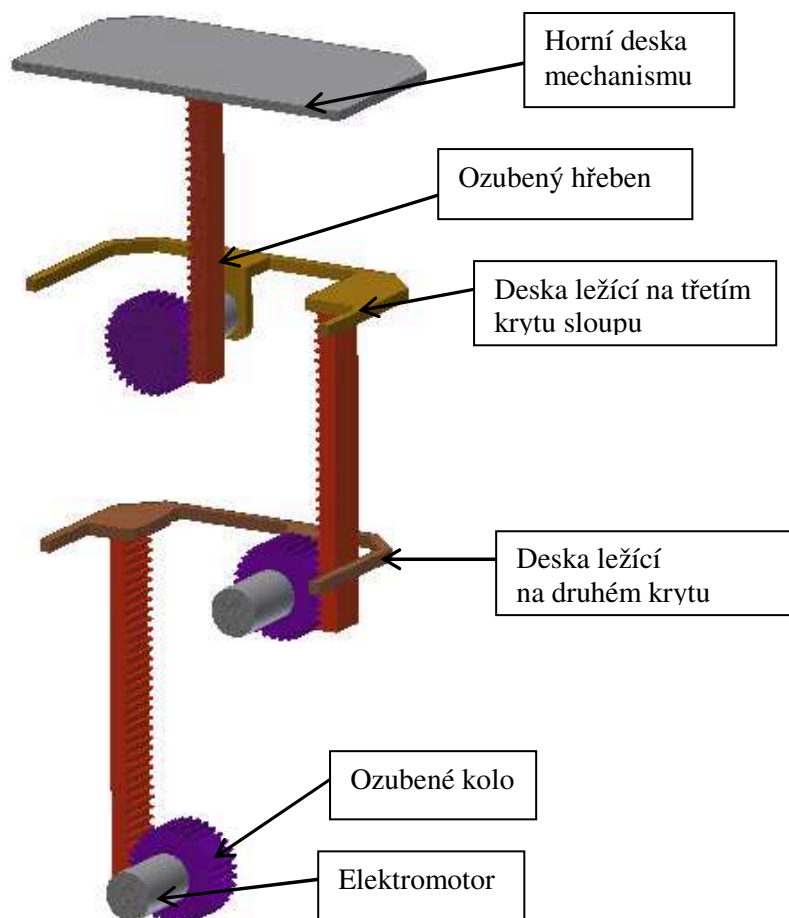
Díky tomuto konstrukčnímu provedení jsou jednotlivé komponenty provázány a dochází k zajištění výškové polohy v požadovaném okamžiku.

Aby nedošlo k úplnému k většímu vysunutí hřebene, zde je i použito dotkových spínačů nebo čidel, které mohou být upevněny na kryty sloupu a desek. Tímto je zajištěno, že daný mechanismus přestane pracovat ve chvíli, kdy se kryt vysune do určité výšky a kdy se sepne daný spínač.



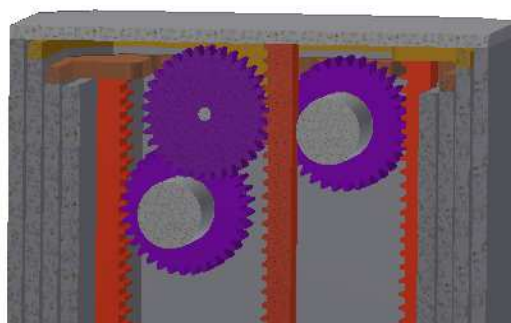
Obr. 4.21 – Znázornění pohonu – použití ozubených kol a ozubených hřebenů

Na následujícím obrázku je vidět celková hlavní kostra mechanismu. Je zde vyobrazeno, jakou konstrukční úpravu mají jednotlivé desky, které jsou upevněny na sloupech, dále i místa, kde působí ozubené hřebeny, a také uložení elektromotorů.



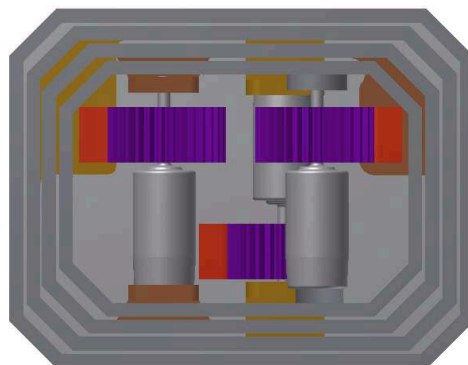
Obr. 4.22 – Hlavní kostra pohonu v částečném řezu

Tento obrázek ukazuje uložení pohonu v počáteční poloze, je zde vidět uložení elektromotorů a převodů.



Obr. 4.23 – Uložení elektromotorů a převodů

Jeden z požadavků zákazníka byla možnost vedení kabeláže. Na Obr. 4.24 je volné místo pro vedení kabeláže především na bocích pohonu.



Obr. 4.24 – Pohled pohonu zespodu

4.3.2 Základní výpočty daného pohonu

Z důvodu sériového zapojení ozubených hřebenů i zde působí na každý elektromotor celková zatěžující síla $F_o = 8900 [N]$.

Za pomoci software MODUL byl zjištěn modul ozubení a šířka ozubení, díky těmto vstupním parametrům bylo možno zjistit ostatní parametry ozubení pastorku a hřebene.

V Příloze C jsou uvedeny informace a výpočty tohoto převodu.

Parametry pro výpočet elektromotoru:

Modul ozubení: $m = 2,25 [mm]$

Počet zubů pastorku: $z = 33 [-]$

Roztečná kružnice: $d = m \cdot z = 2,25 \cdot 33 = 74,25 [mm]$ (4.6)

Požadovaná rychlost zdvihání: $v = 14 [mm/s]$

Výpočet úhlové rychlosti

$$\omega = \frac{2 \cdot v}{d} = \frac{2 \cdot 14}{74,25} = 0,38 [rad/s] \quad (4.7)$$

Výpočet krouticího momentu

$$M_K = F \cdot \frac{d}{2} = 8900 \cdot \frac{74,25}{2} = 330,413 [Nm] \quad (4.8)$$

Výpočet potřebného elektromotoru

$$P = M_K \cdot \omega = 330,413 \cdot 0,38 = 124,6 [W]$$

Zvolený elektromotor RE 40 Ø40 mm, 150 W [16]



Obr. 4.25 – Zvolený elektromotor [16]

4.3.3 Zhodnocení navržené varianty pohonu

Navržená varianta je posuzována z několika hledisek. Uvažoval jsem jak nad konstrukčním provedením, tak i nad technologickým a finančním problémem.

Výhody varianty pohonu

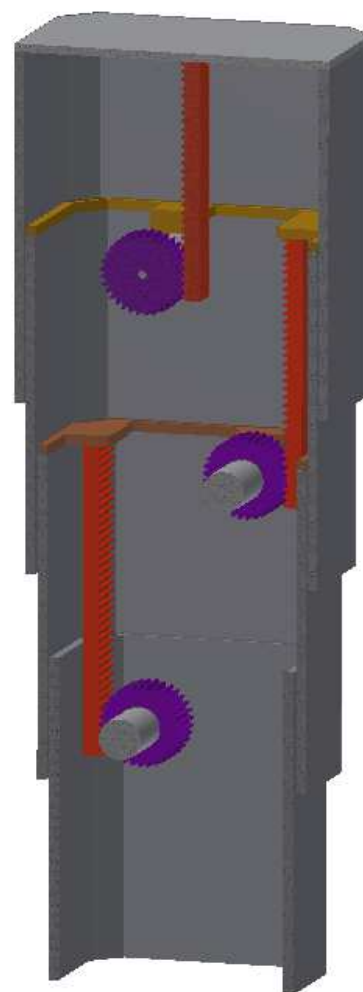
- Splnění požadavků společnosti BORCAD.

Nevýhody varianty pohonu

- Obtížná vyrobiteľnosť komponentů;
- Finanční náročnost z důvodu výroby komponentů;
- Problém se zachycením radiální síly z ozubení na hřebenu;

Poznámky

Vzhledem k tomu, že při průběžných konzultacích ve firmě BORCAD se daná varianta ukázala jako neperspektivní, nebyly u ní dokončeny podrobné konstrukční návrhy zejména z hlediska zachycení radiálních sil v ozubených hřebenech.

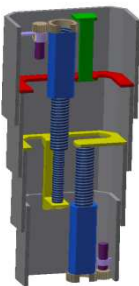
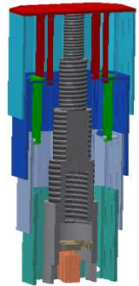
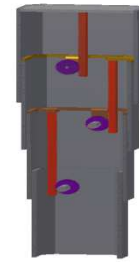


Obr. 4.26 – Pohon ozubených kol a ozubených hřebenu

5 Zhodnocení navržených konstrukčních řešení

Navržená konstrukční řešení jsou hodnocena dle kritérií, která jsou uvedena v následující tabulce.

Tab. 5.1 – Zhodnocení daných konstrukčních řešení

Dané konstrukční řešení	Splnění požadavků zadání	Náročnost výroby		Tuhost ve všech směrech	Vnitřní prostor pro vedení	Zhodnocení
	Splňuje zadané parametry	Vysoká, náročná výroba komponentů		Ano	Ano, prostor dostačující pro splnění dané podmínky	Společnost BORCAD, hodnotí toto řešení jako realizovatelné
	Nutnost větších zástavbových prostor než u dalších řešení	Velmi vysoká náročnost výroby		Ano	Prostor nedostačující, podmínka nesplněna	Nevyhovuje (nesplňuje dané podmínky, velice náročná na výrobu a komponenty)
	Ano, společnost BORCAD souhlasila	Poměrně nenáročná výroba komponentů		Řešitelné	Prostor nedostačující, podmínka nesplněna	Nevyhovuje (společnost BORCAD, neakceptovala toto řešení)

Společnost BORCAD projevila zájem ohledně prvního konstrukčního řešení – Dva šroubové mechanismy za sebou. Toto konstrukční řešení je dále rozpracováno.

6 Zvolené konstrukční řešení

Z daných vypracovaných variant bylo na základě zmíněných požadavků, výhod a nevýhod vybráno konstrukční řešení – Šroubové mechanismy za sebou.

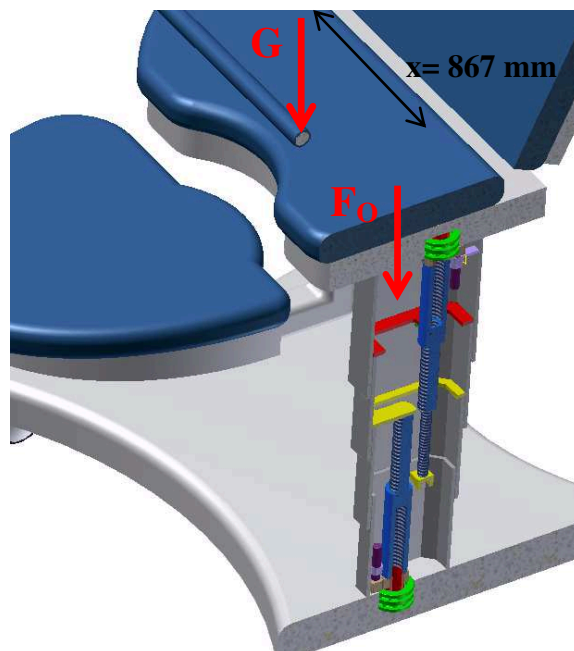
6.1 Kontrola druhého šroubu v dolním mechanismu

Na každý mechanismus působí celková zátěžná síla $F_o = 8900 [N]$. Výpočet ohybové tuhosti od působící síly $G = 1500 [N]$ nelze analyticky provést, tento výpočet je pouze možný za pomoci FEM analýzy. Z tohoto důvodu výpočet tuhosti v ohybu zanedbávám.

Pevnostní kontrola je provedena pro šroub Tr 42 x 10.

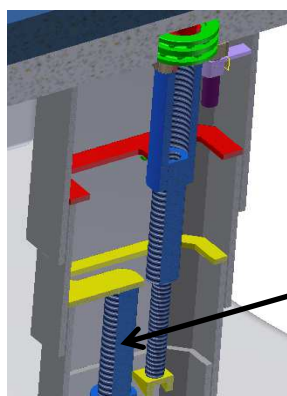


Obr. 6.1 – 3D model porodního křesla – znázornění zátěže od pacienta



Obr. 6.2 – 3D model porodního křesla – znázornění zátěže od pacienta – řez sloupu

Zvolený šroub: Tr 42 x 10 ČSN 01 4050 – parametry šroubu:

$$\begin{aligned} d_1 &= 42 [mm] \\ d_2 &= 37 [mm] \\ d_3 &= 31 [mm] \\ P &= 10 [mm] \end{aligned}$$


Tr 42x10 ČSN 01 4050

Obr. 6.3 – Znázornění šroubu

6.1.1 Kontrola šroubu

Výpočet napětí v tlaku

$$\sigma_T = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{8900}{\frac{\pi \cdot 31^2}{4}} = 11,8 \text{ [MPa]} \quad (6.1) [2]$$

Výpočet napětí ve smyku

$$\tau_K = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (6.2) [2]$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{10}{\pi \cdot 37} = 4,91 [^\circ] \quad (6.3) [2]$$

Výpočet třecího úhlu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,69 [^\circ] \quad (6.4) [2]$$

Výpočet napětí ve smyku

$$\tau_K = \frac{8900 \cdot \operatorname{tg}(4,91 + 11,69) \cdot \frac{37}{2}}{\frac{\pi \cdot 31^3}{16}} = 8,4 \text{ [MPa]} \quad (6.5) [2]$$

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_K^2}} \quad (6.6) [2]$$

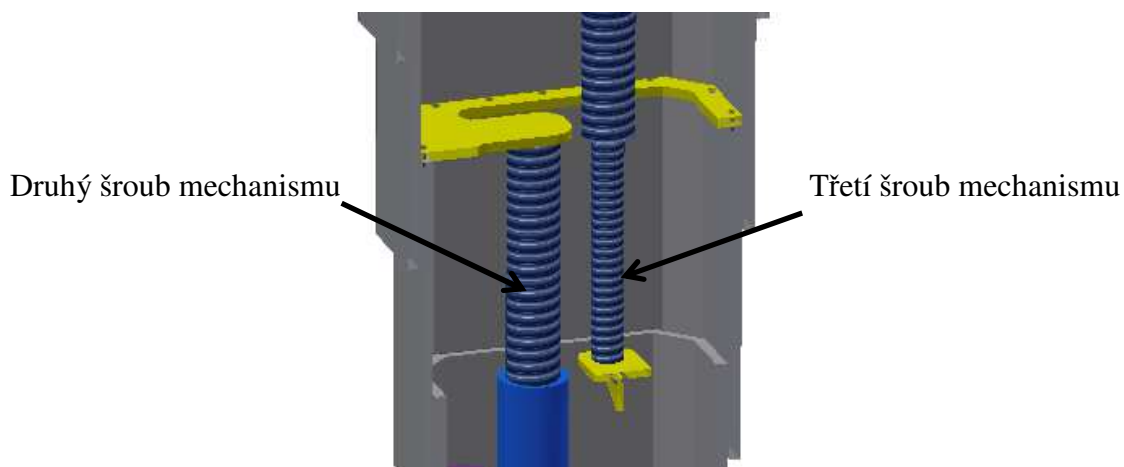
$$k = \frac{640}{\sqrt{5,9^2 + 4 \cdot 11,8^2}} = 31,2 [-]$$

Vypočtený koeficient bezpečnosti se u šroubových spojů pohybuje v rozmezí $k = 1,5 \div 2,5$, z tohoto zjištění vyplývá, že navržený šroub **Tr 42 x 10 ČSN 01 4050** vyhovuje požadované bezpečnosti.

6.2 Kontrola překrytí šroubů v mechanismu

Jak je na následujícím obrázku patrné (Obr. 6.4), dochází k „překrytí“ třetího šroubu (u horního mechanismu) a druhého šroubu (u spodního mechanismu). Díky tomuto lze použít menší rozměr třetího šroubu, a tím splnit danou funkčnost a konstrukční řešení.

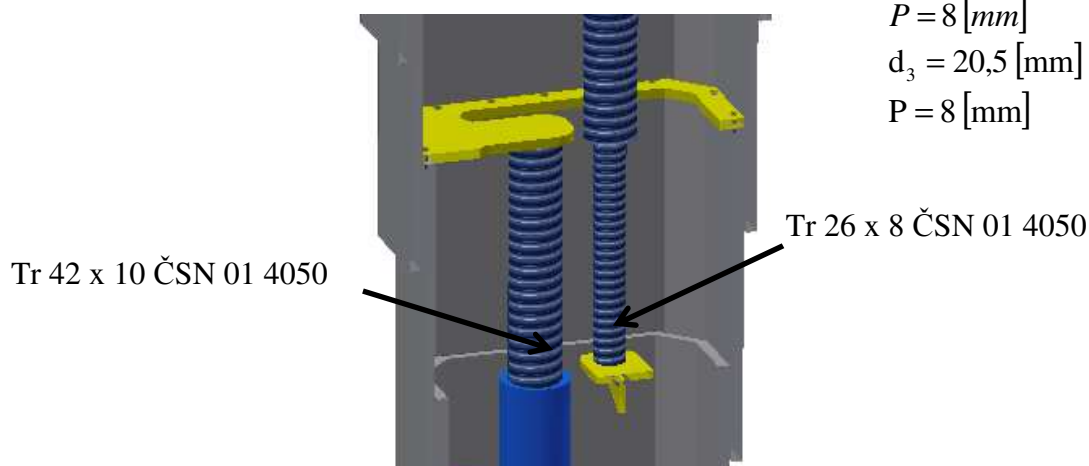
Na každý mechanismus působí celková zátěžná síla $F_0 = 8900 [N]$



Obr. 6.4 – Znázornění „překrytí“ šroubů

Zvolené šrouby: Tr 42 x 10 ČSN 01 4050 – parametry šroubu: $d_1 = 42 [mm]$
 $d_2 = 37 [mm]$
 $d_3 = 31 [mm]$
 $P = 10 [mm]$

Tr 26 x 8 ČSN 01 4050 – parametry šroubu: $d_1 = 26 [mm]$
 $d_2 = 23,5 [mm]$
 $d_3 = 20,5 [mm]$
 $P = 8 [mm]$
 $d_3 = 20,5 [mm]$
 $P = 8 [mm]$



Obr. 6.5 – Znázornění „překrytí“ šroubů – popis šroubů

6.2.1 Kontrola šroubu

Výpočet napětí v tlaku

$$\sigma_T = \frac{F_o}{S_1 + S_2} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_{3(1)}^2}{4} + \frac{\pi \cdot d_{3(2)}^2}{4}} = \frac{F_o}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{3(1)}^2 + d_{3(2)}^2)} =$$
$$\sigma_T = \frac{8900}{\frac{\pi}{4} \cdot (31^2 + 20,5^2)} = 8,2 \text{ [MPa]}$$

Výpočet napětí ve smyku

Z důvodu odlišných velikostí šroubů má každý z nich jiný působící třecí moment na závitu. Proto je vypočítán třecí moment na závitech M_{TZ} pro každý šroub a následně je určen výsledný třecí moment na závitech $M_{TZ\text{výs.}}$ dle empirického vztahu.

Určení třecího momentu na závitu M_{TZ} pro šroub Tr 42 x 10

$$M_{TZ(1)} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_{2(1)}}{2} \quad (6.7) [2]$$

$$M_{TZ(1)} = 8900 \cdot \operatorname{tg}(4,91 + 11,69') \cdot \frac{37}{2} = 49084,3 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{10}{\pi \cdot 37} = 4,91 [^\circ]$$

Výpočet třecího úhlu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,69 [^\circ]$$

Výpočet průřezového modulu ve smyku $W_{K(1)}$ pro šroub Tr 42 x 10

$$W_{K(1)} = \frac{\pi \cdot d_{3(1)}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 31^3}{16} = 5849,45 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (6.8) [2]$$

Určení třecího momentu na závitu M_{TZ} pro šroub Tr 26 x 8

$$M_{TZ(2)} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_{2(2)}}{2}$$

$$M_{TZ(2)} = 8900 \cdot \operatorname{tg}(6,18 + 11,69') \cdot \frac{23,5}{2} = 33716,3 \text{ [Nmm]}$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{10}{\pi \cdot 23,5} = 4,91 [^\circ]$$

Výpočet třecího úhlu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{30}{2}} = 11,69 [^\circ]$$

Výpočet průřezového modulu ve smyku $W_{K(2)}$ pro šroub Tr 26 x 8

$$W_{K(2)} = \frac{\pi \cdot d_{3(2)}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 20,5^3}{16} = 1691,58 \text{ [mm}^4\text{]}$$

Výpočet výsledného třecího momentu $M_{TZvys.}$

$$M_{TZvys.} = \sqrt{M_{TZ(1)}^2 + M_{TZ(2)}^2} = \sqrt{49084,3^2 + 33716,3^2} = 59548,8 \text{ [Nmm]} \quad (6.9) [2]$$

Výpočet napětí ve smyku

$$\tau_K = \frac{M_{TZvys.}}{W_{K(1)} + W_{K(2)}} = \frac{59548,8}{5849,45 + 1691,58} = 7,9 \text{ [MPa]} \quad (6.10) [2]$$

6.2.1.4 Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_K^2}}$$

$$k = \frac{640}{\sqrt{7,9^2 + 4 \cdot 8,2^2}} = 35,96 [-]$$

Vypočtený koeficient bezpečnosti se u šroubových spojů pohybuje v rozmezí $k = 1,5 \div 2,5$. Z tohoto zjištění vyplývá, že navržené překrytí šroubů **Tr 42 x 10** a **Tr 26 x 8** vyhovuje požadované bezpečnosti.

6.3 Výpočet potřebné zašroubované výšky

Aby nedošlo k deformacím a ke zničení šroubů, je nutno spočítat minimální výšku zašroubování dvou šroubů v maximální možné vyšroubované výšce daného šroubu. Pro tento výpočet je použit princip výpočtu výšky matice.

Výpočet nosné hloubky závitů

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{42 - 40}{2} = 1 \text{ [mm]} \quad (6.11) [2]$$

Výpočet počtu závitů matice

$$z \geq \frac{F_o}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} \quad (6.12) [2]$$

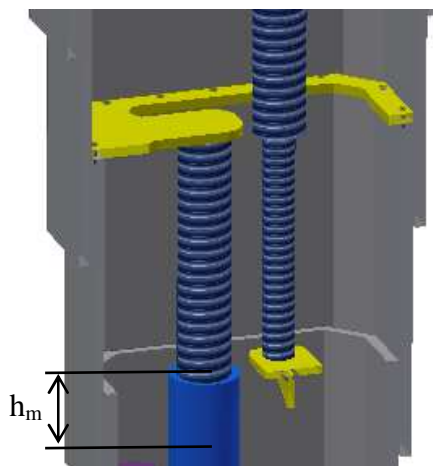
$$z \geq \frac{8900}{\pi \cdot 37 \cdot 1 \cdot 20} = 3,82 \text{ závitů}$$

Výpočet minimální styčné výšky

$$h_m = z \cdot P \quad (6.13) [2]$$

$$h_m = 3,82 \cdot 10 = 38,28 \Rightarrow 38,5 \text{ [mm]}$$

Minimální styčná výška je 19,5 mm. Při vytváření mechanismu byla zvolena výška 40 mm.

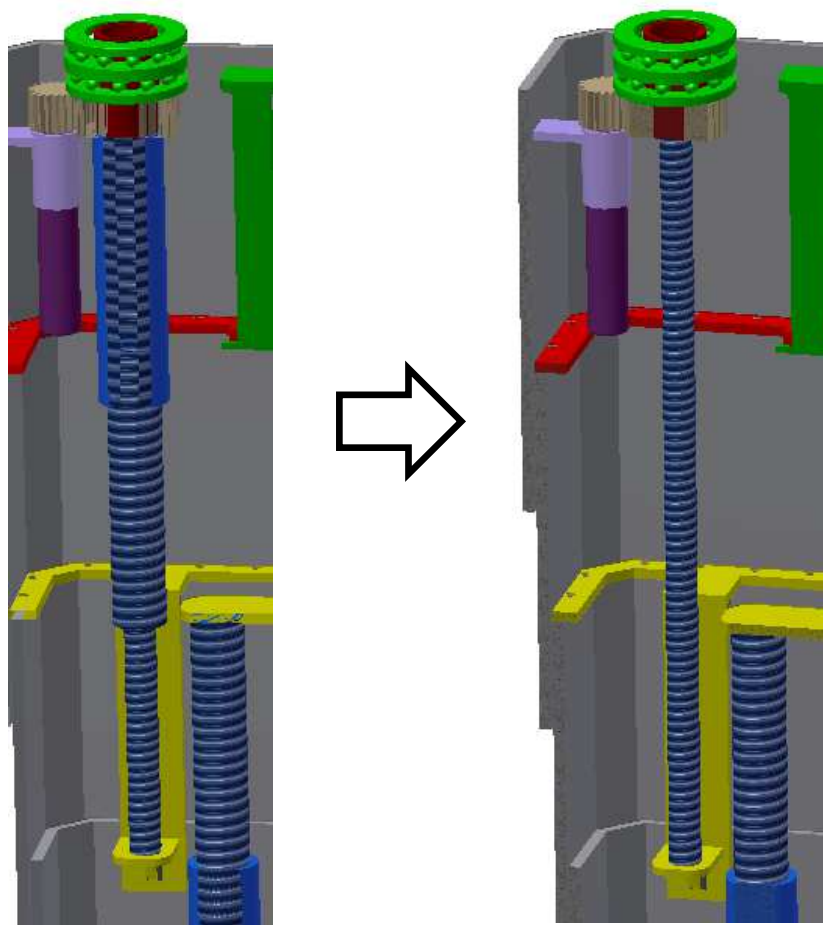


Obr. 6.6 – Znáznornění „zašroubované“ výšky

6.5 Kontrola šroubu – kontrola na vzpěrnou stabilitu

Z důvodu použití zvolených šroubů je vhodné zvolené šrouby zkontrolovat na vzpěrnou stabilitu. Zkontrolován je nejmenší rozměr třetího vysunutého šroubu. Pro výpočet bude šroub pomyslně prodloužen na celkovou délku horního mechanismu 605 mm – viz. Obr. 6.7.

Zatěžující sílu je celková síla o hodnotě $F_o = 8900 [N]$.



Obr. 6.7 – Znázornění pomyslné změny šroubu a znázornění vzpěrné délky

Výpočet obsahu průřezu

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20,5^2}{4} = 330 [\text{mm}^2] \quad (6.14) [6]$$

Výpočet napětí

$$\sigma = \frac{F_o}{S} = \frac{8900}{330} = 26,97 [\text{MPa}] \quad (6.15) [6]$$

Výpočet poloměru setrvačnosti

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 20,5^4}{64} = 8669,326 [\text{mm}^4] \quad (6.16) [6]$$

Výpočet Eulerovy kritické síly

$$F_{\text{KR}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{\text{RED}}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8669,326}{605^2} = 49090 [\text{N}] \quad (6.17) [6]$$

Výpočet mezní štíhlosti

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{640}} = 56,9 [-] \quad (6.18) [6]$$

Výpočet štíhlosti prutu

$$\lambda = \frac{l_{\text{RED}}}{i_{\min}} = \frac{605}{5,125} = 118 [-] \Rightarrow \text{dle podmínky} \quad (6.19) [6]$$

$$\lambda \geq \lambda_m \Rightarrow \text{podmínka splněna}$$

$$J_{\min} = S \cdot i_{\min}^2 \Rightarrow i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{8669,326}{330}} = 5,125 [\text{mm}] \quad (6.20) [6]$$

Výpočet bezpečnosti prutu

$$k = \frac{F_{\text{KR}}}{F} = \frac{490490}{8900} = 5,5 [-] \quad (6.21) [6]$$

Z výpočtu vyplývá, že daný zvolený šroub vyhovuje na vzpěr, i pro takto zjednodušený výpočet. Při skutečném provedení bude bezpečnost ještě vyšší.

6.6 Další výpočty

V přílohách jsou uvedeny další podrobnější výpočty komponentů vybraného mechanismu. Seznam příloh je na konci této práce.

7 Závěr

Pro zvedání vyšetřovacího křesla z produktu firmy BORCAD, s.r.o. Fryčovice, která je zadavatelem této práce, byla navržena zdvihová jednotka dle jejich požadavků.

Byly navrženy tři varianty řešení, a to dvě na principu výsuvných šroubových mechanismů a jedna na principu ozubených kol a ozubených hřebenů.

Po konzultaci se zadavatelem, bylo vybráno řešení „šroubové mechanismy za sebou“, které bylo následně podrobně rozpracováno. Zvolené konstrukční řešení je zvoleno na základě splnění konstrukčních požadavků, silových zatížení a zástavbových rozměrů, které byly zadány.

Pro toto konstrukční řešení byly zhotoveny pevnostní výpočty a pro vybrané nosné komponenty mechanismu byla provedena pevnostní analýza v software Ansys 14.0.

8. Seznam použité literatury

1. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80 - 248-1860-3.
2. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80 -248-1290-8.
3. MORAVEC, Vladimír, HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů* 1.vyd. Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248 -0878-1.
4. LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-033-7
5. LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2111-5.
6. LENERT, Jiří *Pružnost a pevnost II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1998. ISBN 80-7078-572-1.
7. DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.

Elektronické zdroje

8. BORCAD cz. *BORCAD cz, vývoj a výroba zdravotní a kolejové techniky* [online]. 2012 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: <http://www.borcad.cz/o-spolecnosti/>
9. Chirana - Dental, s.r.o. *Chirana - Dental, s.r.o.* [online]. 2011 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: http://www.medtechnik.cz/katalog/chirana_dental.html
10. JIHLAVAN, a.s. *Hydraulické zvedáky* [online]. 2010 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: <http://www.jihlavan.cz/vseobecna-hydraulika-hydraul.zvedaky.html>
11. LINAK C&S s.r.o. *Elektrický lineární aktuátory / pohony* [online]. 2014 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: <http://www.linak.cz/about/?id3=4867>
12. Faulhaber. *Motors* [online]. 2014 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: https://fmcc.faulhaber.com/category/PGR_13801_13601/en/

13. R&M, spol. s r.o. *Gynekologické křeslo* [online]. 2012 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: Chirana - Dental, s.r.o. Chirana - Dental, s.r.o. [online]. 2011 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: http://www.medtechnik.cz/katalog/chirana_dental.html
14. *Bohemia Medical: Nemocniční lůžka* [online]. 2011 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: <http://www.bohemia-medical.cz/kategorie/nemocnicni-luzka.aspx>
15. *LINET spol. s r.o.: Eleganza Smart* [online]. 207 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: <http://www.linet.cz/zdravotnicka-technika/ke-stazeni/prospekty/luzka>
16. *MAXON motor: EC Program* [online]. 2014 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/category/motor?target=filter&filterCategory=ec>

Seznam příloh

Příloha A – Ozubený převod – mechanismy proti sobě	I
Příloha B – Kontrola navržené desky a provedení FEM analýzy	II
Příloha C – Určení parametrů geometrie pastorku u konstrukčního řešení – za pomoci ozubených kol a ozubených hřebenů	III
Příloha D – Kontrola daných částí pohonu	IV
Příloha E – Výkresová dokumentace	V